

⑫ **DEMANDE DE BREVET D'INVENTION**

A1

②2 Date de dépôt : 23 décembre 1987.

③0 Priorité :

④3 Date de la mise à disposition du public de la
demande : BOPi « Brevets » n° 26 du 30 juin 1989.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux appa-
rentés :

⑦1 Demandeur(s) : INSTITUT FRANÇAIS DU PETROLE, Or-
ganisme Professionnel. — FR.

⑦2 Inventeur(s) : Benoît Amaudric du Chaffaut.

⑦3 Titulaire(s) :

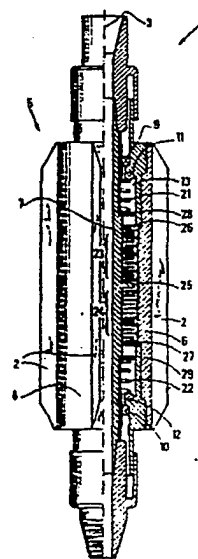
⑦4 Mandataire(s) :

⑤4 Centreur embrayable en rotation notamment pour garniture de forage.

⑤7 La présente invention concerne un dispositif centreur 1
de garniture, notamment de forage, comportant au moins un
organe centreur 6, 2 relativement auquel ladite garniture peut
tourner.

Ce dispositif se caractérise en ce qu'il comporte des
moyens d'entraînement progressif en rotation 23, 24 de cet
organe 6, 2 avec ladite garniture.

Application aux forages pétroliers.



FR 2 625 253 - A1

D

Vente des fascicules à l'IMPRIMERIE NATIONALE, 27, rue de la Convention — 75732 PARIS CEDEX 15

- 1 -

La présente invention concerne un dispositif centreur utilisable notamment pour centrer dans un puits une garniture de forage constituée d'un trépan et des masses-tiges qui le surmontent.

5 Le problème du centrage des garnitures de forage a été résolu jusqu'à présent en disposant dans l'assemblage de fond un certain nombre de "stabilisateurs", ou centreurs, à lames droites ou hélicoïdales qui assurent effectivement un certain centrage des tiges de forage, mais au prix d'un frottement permanent contre la paroi du trou, puisqu'ils
10 sont solidaires en rotation de la garniture. Ce frottement se traduit en terrain tendre par un élargissement du trou, au niveau des stabilisateurs, et cet élargissement annule plus ou moins rapidement la fonction de centrage recherchée. En effet, quand un stabilisateur a creusé son logement, rien n'empêche plus les tiges de venir frotter
15 contre la paroi non encore élargie (voir fig. 1). En forage vertical l'élargissement peut ne pas être très important. En effet l'effort transversal appliqué aux tiges est en principe nul, si l'on néglige celui dû au flambage des masse-tiges, ainsi que les effets dynamiques dus aux excentrement, même faibles. Il n'y a pas en général de
20 direction privilégiée pour ces efforts latéraux éventuels et on peut considérer qu'il s'annulent globalement, du moins pour leur effet sur la déviation.

25 En forage dévié l'élargissement ne peut plus être négligé, puisque le terrain supporte une partie du poids de la garniture et même la totalité dans un puits horizontal. Il en résulte une ovalisation systématique du trou, une tendance à dévier, en général à droite,

compte tenu du sens habituel de rotation du train de tiges, à cause de la réaction au roulement de la garniture sur la paroi, et une usure des tiges qui peut être assez rapide en terrain abrasif.

5 En cas de courbure suffisamment sévère, le corps de la tige alèse son propre logement dans lequel ne pourront pas passer les équipements de diamètre plus important situés en dessous (stabilisateurs, outil,...) lors de la manoeuvre de remontée. C'est le phénomène dit "du trou de serrure" désigné par le terme anglo-saxon "key-seat" qui survient
10 également dans la partie supérieure de la garniture où ce sont les connecteurs de liaison, ou en terme anglo-saxon "tool-joints", qui coïncident.

On voit donc à la description de ces phénomènes bien connus des
15 foreurs que les frottements du train de tiges sur les parois du trou sont difficiles à contrôler, et souvent à l'origine d'incidents coûteux. Ils consomment une part importante de la puissance mécanique transmise au train de tiges par la table de rotation (de l'ordre de 75 % à 2000 m dans un trou de diamètre 12"1/4, soit 31 cm, incliné de 20
20 degrés par rapport à la verticale), et ils rendent extrêmement délicat le maintien de la trajectoire souhaitée.

Les réponses contradictoires apportées à ce problème par les constructeurs de matériel de forage traduisent d'ailleurs bien les
25 difficultés rencontrées : d'un côté, on préconise la multiplication des stabilisateurs, et on recommande également l'emploi d'aléseurs, comme s'il fallait éroder rapidement les parois du trou pour atteindre plus vite un certain "profil d'équilibre", et de l'autre, on polit les lames des stabilisateurs pour ne pas trop élargir le trou et diminuer
30 la perte de couple.

Une solution originale est le stabilisateur ne tournant pas avec les tiges. Les lames sont généralement constituées par des patins de

caoutchouc solidaires d'une chemise du même matériau dans laquelle la garniture peut tourner librement. La lubrification est assurée par la boue (et les déblais...). La translation longitudinale de la chemise sur le corps est possible entre deux butées annulaires, la butée inférieure étant munie de dents destinées à bloquer la rotation en cas de besoin (surforage ou coincement à la remontée). Il semble cependant que l'usage de ces outils ne soit pas très répandu, probablement à cause de leur faible durée de vie.

Le même principe est utilisé pour certains aléseurs de "key-seat" où la chemise est métallique et munie de lames agressives, en général hélicoïdales. La butée supérieure est alors munie d'une came permettant d'effectuer un battage longitudinal.

Le présente invention propose un centreur ne tournant pas en général avec les tiges, donc à même d'assurer un centrage efficace, et qui ménage cependant la possibilité d'alésage, par entraînement des lames en rotation, mais en la limitant aux seules circonstances où cela est vraiment nécessaire, c'est-à-dire aux coincements de la garniture de forage dans le sens longitudinal.

Ainsi la présente invention concerne un dispositif comportant au moins un organe centreur relativement auquel ladite garniture peut tourner autour de son axe. Ce dispositif se caractérise notamment en ce qu'il comporte des moyens d'entraînement en rotation progressif dudit organe, ces moyens comportant éventuellement un embrayage.

Cet embrayage pourra notamment être un embrayage à disque.

Cet embrayage pourra comporter plusieurs disques dont certains seront solidaires en rotation dudit organe centreur et d'autres de ladite garniture, ces disques étant imbriqués les uns dans les autres.

Le dispositif selon l'invention pourra comporter des moyens élastiques

de positionnement des différents disques l s uns relativement aux autres.

5 Le dispositif selon l'invention pourra comporter des moyens de crabotage.

De même le dispositif selon l'invention pourra comporter des moyens de commande des moyens d'entraînement progressif en rotation, ces moyens de commande étant actionnés à partir d'une certaine valeur, seuil de
10 la différence entre l'effort axial auquel est soumis ladite garniture et celui auquel est soumis ledit organe.

Ces moyens de commande pourront comporter des moyens de rappel tels des ressorts.

15 La présente invention sera mieux comprise et ses avantages apparaîtront plus clairement à la description qui suit d'exemples particuliers illustrés par les figures ci-jointes, parmi lesquelles :

20 - la figure 1, déjà mentionnée, illustre les problèmes des centreurs solidaires en rotation du train de tiges,

- la figure 2 montre un exemple d'utilisation de centreurs selon la présente invention, où les tiges sont entraînées en rotation depuis
25 la surface.

- La figure 3 montre un exemple d'utilisation de centreurs selon la présente invention, où l'assemblage de fond comporte un raccord coudé et un moteur de fond, et où seules les tiges situées sous le
30 moteur de fond sont entraînées en rotation (cas des forages déviés).

- la figure 4 montre un mode de réalisation d'un centreur comportant deux systèmes d'embrayage,

- la figure 5 illustre le cas d'un centreur comportant deux systèmes d'embrayage et deux systèmes de crabotage,
- la figure 6 montre un détail de réalisation permettant le positionnement de différents disques d'embrayage,
- les figures 7 à 9 illustrent un autre mode de réalisation d'un centreur ainsi que son fonctionnement, et
- la figure 10 montre un autre mode de réalisation comportant un embrayage à double effet.

La figure 4 illustre un mode de réalisation d'un dispositif selon l'invention. Sur cette figure le centreur 1 comporte un certain nombre de lames droites 2, c'est-à-dire parallèles à l'axe 3 des tiges, ou hélicoïdales 4 (cf. fig. 2), semblables à celles qui équipent les stabilisateurs classiques et qui sont inscrites dans un volume de révolution dont le diamètre maximum est égal ou légèrement inférieur à celui du forage. Leurs extrémités 5 sont profilées en forme de patins, ou biseautées, de manière à faciliter leur glissement longitudinal sur les parois du puits. Ces lames 2 sont montées sur une chemise cylindrique 6 à l'intérieur de laquelle le corps tubulaire 7 de l'appareil peut tourner librement, du moins tant que le frottement longitudinal des lames contre les parois 8 (cf. fig. 2) du trou reste limité.

La rotation du corps tubulaire 7 dans la chemise 6 portant les lames, ou organes centreurs, est facilitée par la présence de paliers 9, 10 et butées 11, 12 à galets, rouleaux, aiguilles ou billes, lubrifiés par un fluide adéquat (huile ou graisse) contenu de manière étanche dans l'espace 13 compris entre la chemise 6 et le corps 7. Ces paliers et butées sont conçus pour permettre la translation de la chemise sur le corps sans empêcher la rotation. Un dispositif d'équilibrage des pressions entre le lubrifiant et le fluide de forage présent à

l'extérieur de la chemise 6 complète l'étanchéité en limitant les écarts de pression au niveau des joints et en autorisant les variations de volume du lubrifiant avec la température. Un tel dispositif peut être à membrane ou à piston, comme représenté sur la

5 figure 10 sous la référence 14. Ce dispositif 14 comporte un piston 15 qui coulisse dans un cylindre 16. La course du piston est limitée par deux butées 17 et 18. Une face 19 du piston 15 est en contact avec le fluide de forage, l'autre face 20 est en contact avec le fluide de lubrification.

10

Ce dispositif d'équilibrage des pressions pourra être modifié en intercalant entre le piston 15 et la butée 18 un ressort hélicoïdal en compression qui permettra de maintenir une légère surpression entre le lubrifiant et la boue à l'extérieur, de manière à protéger les joints

15 d'étanchéité contre toute invasion de boue.

L'entraînement en rotation des lames survient dès que leur frottement longitudinal contre les parois du trou, dans un sens ou dans l'autre, provoque par déplacement axial relatif du corps tubulaire 7 dans la

20 chemise 6 une compression suffisante de l'un des deux ressorts de rappel 21 ou 22 (figure 4). Du fait du rapprochement de la butée d'embrayage 25 solidaire du corps tubulaire 7 et de la butée d'embrayage 26 ou 27 respectivement solidaires de la chemise 6, la série associée de disques de freinage 23 et 24 respectivement est

25 alors resserrée, entraînant progressivement la rotation des lames 2. Cette rotation des lames se fera dans un premier temps avec glissement des disques d'embrayage. Si au cours de cette phase les lames ont dégagé l'obstruction qui est à l'origine du frottement longitudinal, alors celui-ci cesse et le système retrouve sa position d'équilibre du

30 fait de l'action des ressorts de rappel 21 et 22.

Si l'obstruction persiste et présente une forte résistance à l'avancement du centreur, malgré la mise en rotation des lames 2, alors on obtient un serrage plus intime des disques et ainsi un couple

plus important est transmis à travers les disques. Pour assurer un passage de couple plus important que celui autorisé par les disques, il est possible de prévoir des crabots, comme cela est représenté dans le mode de réalisation de la figure 5.

5

Les références 28 et 29 sur la figure 4 désignent respectivement des butées d'appui ou plus simplement les appuis des ressorts 21 et 22, ces appuis étant solidaires du corps tubulaire 7.

10

Ces ressorts servent à maintenir la chemise cylindrique 6 dans une position centrale où les disques ne sont pas sollicités.

15

Les autres appuis sont solidaires de la chemise cylindrique 6. Dans le cas représenté à la figure 4 les appuis se font sur des butées d'appui tournantes référencées respectivement 11 et 12 sur la figure 4.

La progressivité de la transmission du couple par les disques pourra être favorisée par la présence d'un fluide lubrifiant.

20

La figure 5 représente un centreur équipé de crabots.

25

A la partie supérieure de cette figure 5 les références 30 et 31 désignent deux séries de crabots qui coopèrent entre elles pour former une première paire de crabots.

Les références 32 et 33 désignent deux autres séries de crabots qui coopèrent entre elles pour former une deuxième paire de crabots.

30

Pour chacune de ces paires de crabots il y a une série de crabots (séries 30 et 32 respectivement) qui est solidaire d'une butée d'appui (butées 28 et 29 respectivement) qui est elle-même solidaire en rotation du corps tubulaire 7.

Chacune des autres séries 31 et 33 respectivement de chacune des

paires de crabots est solidaire d'une butée d'appui (butées 34 et 35 respectivement) elle-même solidaire en rotation de la chemise 6.

5 Afin que le crabotage ait lieu après que les disques d'embrayage soient en contact intime, les butées portant des crabots et qui sont solidaires en rotation de la chemise 6 peuvent se déplacer selon la direction de l'axe de la chemise.

10 Ceci peut être réalisé par un système de cannelures. Des ressorts de rappels 36 et 37 contrôlent la pression exercée sur les disques d'embrayage et n'autorisent le crabotage que lorsqu'une valeur prédéterminée de cette pression est dépassée.

15 Il est bien évident que la distance qui sépare les deux séries de crabots d'une même paire 30, 31 ou 32, 33 est supérieure à la somme des jeux qui séparent les différents disques d'une même série de disques 23 et 24 respectivement.

20 Afin que les disques ne frottent pas les uns les autres en l'absence d'effort axial sur les lames, les différents disques peuvent être isolés les uns des autres par des ressorts à lames, tels ceux représentés à la figure 6 et qui portent les références 38 et 39.

25 Les ressorts à lames 38 écartent les disques 40 solidaires en rotation du corps tubulaire 41 et les ressorts à lames 39 écartent les disques 42 solidaires en rotation de la chemise 43.

30 Les disques 40 et 42 sont respectivement solidaires en rotation avec le corps tubulaire 41 et la chemise 43 par des cannelures 44 et 45 respectivement.

Bien entendu, l'ensemble des disques solidaires en rotation du corps tubulaire et de ceux solidaires en rotation de la chemise et qui sont intercalés les uns par rapport aux autres, peuvent être maintenus avec

un jeu entre eux grâce aux ressorts à lames 38 et 39, ainsi qu'à des ressorts à lames supplémentaires qui permettent d'obtenir une position de référence. Dans le cas représenté à la figure 5, ces ressorts à lames supplémentaires peuvent être placés d'une part entre la butée centrale 25 et les disques les plus proches de cette butée et qui sont solidaires en rotation du corps tubulaire 7 et d'autre part entre les butées 28 et 29 et les disques solidaires en rotation du corps tubulaire 7 qui sont respectivement les plus proches de chacune de ces butées. Les disques d'extrémité solidaires en rotation de la chemise peuvent être positionnés par des ressorts à lames placés entre ces disques et les butées 34 et 35 respectivement solidaires de la chemise. Au centre, au voisinage de la butée centrale les disques 46 et 47 solidaires en rotation de la chemise 6 peuvent être maintenus par des ressorts à lames fixés à la chemise 6 elle-même.

L'espace étanche 13 peut être limité par des joints d'étanchéité 49 fixés par rapport au corps tubulaire et qui coopèrent avec des sièges cylindriques 50 solidaires de la chemise. Bien entendu la taille des sièges est suffisante pour permettre à la chemise d'effectuer des courses extrêmes sans pour autant interrompre la fonction d'étanchéité.

Les disques de freinage ont pour rôle de synchroniser les vitesses de rotation respectives du corps, qui peut tourner par exemple à 150 tours/minute, et des lames 2, qui sont en principe immobiles, avant l'enclenchement des crabots 30, 31 ou 32, 33. Ils sont mobiles en translation axiale et solidarités en rotation avec le corps ou la chemise, au moyen d'ergots 51 venant se positionner dans des rainures 45 creusées à cet effet (cf. fig. 6). Cette fonction pourra être réalisée par tout autre dispositif approprié, cônes de friction par exemple, à la condition cependant que la transmission du couple de rotation aux lames soit suffisamment progressive et qu'elle ne produise pas d'usure ou d'échauffement excessifs. Le but poursuivi est d'entraîner les lames en cas de besoin avec une rotation suffisamment

lente pour pouvoir dégager le centreur avec le minimum d'érosion de la paroi du trou.

5 Dans le cas de la figure 5 la synchronisation et l'enclenchement des crabots constituent un embrayage mécanique.

La figure 7 représente un dispositif selon l'invention qui comporte un ensemble de disques d'embrayage 53 et un système de crabotage ou paire de crabots 54.

10

Le mode de réalisation représenté à la figure 7 est tel que lorsque les butées 54a et 34a serrent les disques 53 les uns contre les autres, entraînant la rotation de la chemise 6, les deux séries de crabots des systèmes de crabotage 54 s'éloignent l'une de l'autre et
15 inversement lorsque les deux séries de crabots s'approchent l'une de l'autre, les disques 53 ne sont plus serrés les uns contre les autres.

L'embrayage de la rotation est réalisé, par exemple, à la remontée de la garniture 52, en cas de coincement en traction par éboulement 56
20 des parois au-dessus du centreur (cas de la figure 9), ou bien à la descente, si le trou 57 s'est rétréci, par exemple du fait de dépôts importants de filtration 58, ou encore en forage si les lames 2 pénètrent profondément dans des parois trop tendres (cas de la figure 8). Le centreur se transforme alors momentanément en alésoir et se
25 dégage rapidement par rotation pour reprendre sa fonction première (cf. fig. 4, 5, 7 ou 10).

En fonctionnement normal (forage), la chemise 6 portant les lames 2 est maintenue en position médiane par les deux ressorts de rappel 21
30 et 22 avec une garde suffisante dans chacune des deux directions pour éviter l'enclenchement intempestif de la rotation par les éventuelles vibrations axiales de la garniture. La raideur des ressorts sera adaptée à la composition du train de tiges. En particulier, il sera important d'éviter que l'ensemble des centreurs employés puisse

supporter une part trop importante du poids sur l'outil sans se mettre en rotation, ce qui se produirait avec des ressorts trop raides. A l'inverse, des ressorts trop mous impliqueraient un alésage permanent et le centrage serait rapidement inefficace.

5

L'ensemble de l'appareil est dimensionné pour résister aux efforts et aux chocs axiaux et latéraux normalement appliqués à la garniture de forage à l'endroit où il est inséré.

10

Le corps de l'outil pourra avoir les mêmes caractéristiques mécaniques que les tiges ou masse-tiges entre lesquelles il est placé. Son diamètre intérieur, s'il doit être différent de celui des tiges voisines, ne créera pas de perte de charge excessive dans l'écoulement du fluide de forage. La connexion avec les tiges voisines pourra être

15

assurée par des filetages et des portées d'étanchéité adaptés.

20

La figure 10 représente un mode de réalisation particulièrement intéressant, selon lequel il y a deux paires de crabots 59 et 60 destinées respectivement aux deux sens de frottement axial du centreur dans le puits.

Selon ce mode de réalisation il n'est nécessaire de disposer que d'un seul ensemble de disques d'embrayage qui est sollicité dans les deux sens de frottement axiaux du centreur dans le puits.

25

Ceci résulte essentiellement de la suppression de la butée centrale 25 (figure 5), qui peut être remplacée par un disque d'embrayage solidaire en rotation du corps tubulaire 7 et par le report des fonctions de cette butée de part et d'autre des disques d'embrayage sur les butées 25a et 25b (figure 10) solidaires en rotation du corps tubulaire 63, la disposition des paires de crabots et alors inversée.

30

Il est bien entendu que le mode de réalisation de la figure 10 ne permet pas d'avoir des embrayages de caractéristiques différentes

selon le sens de l'effort de frottement axial, alors que cela est permis dans le mode de réalisation représenté à la figure 5.

5 Par ailleurs, dans le mode de réalisation de la figure 10, l'étanchéité de l'espace 62 délimité par la paroi extérieure du corps tubulaire 63 et la chemise 6 se fait par des joints d'étanchéité 65 qui coopèrent directement avec un siège 66 constitué par la surface extérieure d'un cylindre solidaire du corps tubulaire, alors que dans le mode de réalisation de la figure 5 le joint 49 coopère avec la surface extérieure d'un cylindre solidaire de la chemise 6.

10 Les ressorts 67 contrôlent la pression de compression sur les disques, alors que les ressorts 68 positionnent la chemise relativement au corps tubulaire en l'absence d'effort de frottement axial.

15 Les crochets 69 limitent la course des butées 70 solidaires en rotation de la chemise.

20 Le bouchon 71 permet de vider ou de remplir l'espace 62 d'un fluide lubrifiant les roulements 72 et 73 et les disques 61.

25 Le centreur proposé dans la présente invention peut être considéré comme un palier de rotation "autoporté" par la garniture 52, son rôle est d'annuler la composante tangentielle des réactions de contact des tiges et de la paroi du trou, quelle que soit la vitesse de rotation de la garniture, ce qui permet de réduire considérablement les pertes en couple et les violentes oscillations transversales. Dans la mesure où les frottements longitudinaux restent limités, il est vraisemblable que la disposition de quelques uns de ces centreurs, juste au-dessus du trépan et dans les dernières longueurs de la garniture, procurera un forage sans à-coups, donc plus performant, un trou mieux calibré et une trajectoire plus régulière qu'avec des stabilisateurs classiques. Si les frottements longitudinaux sont importants, par exemple en terrain trop tendre où les lames pénétreront profondément dans les

parois, ou si le le dépôt de solides (désigné en terme anglo-saxon par "cake") sur l s par is, dû à la filtration de la boue dans le terrain, est épais, l'embrayage en rotation du centreur ramènera progressivement la garniture et le centreur à la configuration classique d'alésage. D'une manière générale, il sera préférable que les lames soient spiralées à droite, afin, d'une part, que l'appui sur la paroi soit réparti sur une plus grande partie de circonférence, et, d'autre part, que tout début de rotation des lames en cours de forage les fasse avancer par vissage lent avant de commencer à éroder la paroi.

Si la trajectoire doit être courbée comme représenté à la figure 3, le profil des lames sera de préférence tel qu'elles soient inscrites dans une sphère ou un ovoïde, de manière que l'écart angulaire entre l'axe du puits et l'axe des tiges, introduit par exemple par un raccord coudé, soit réalisé sans moment fléchissant parasite. Ceci est le cas des lames 55 représentée à la figure 3.

Pour une trajectoire rectiligne, au contraire, les lames seront inscrites dans un cylindre relativement long, réalisant un encastrement qui limitera la flexion, comme c'est le cas des lames 4 de la figure 2.

Le centreur trouve donc naturellement sa place dans l'assemblage de fond utilisé pour des forages inclinés, où l'on a besoin de créer des appuis ponctuels des masse-tiges sur la paroi pour maintenir ou modifier la trajectoire, sans que ces appuis ne provoquent des pertes excessives en couple ou des chocs répétés qui se traduisent avec les stabilisateurs classiques par des élargissements et des déviations parasites incontrôlables, un avancement faible et une usure anormale des équipements. Dans les forages verticaux, il limitera les pertes de puissance de rotation et les déviations indésirables, en réalisant une véritable stabilisation de l'assemblage de fond.

D'autre part, si les formations traversées s'y prêtent (terrains durs), l'utilisation d'un grand nombre de ces centreurs devrait autoriser la mise en compression d'une longueur de garniture beaucoup plus importante que celle utilisée habituellement pour appliquer du poids sur l'outil.

Les masses-tiges seraient alors plus légères mais plus nombreuses, et à la limite disparaîtraient complètement au profit des simples tiges. L'intérêt de cette disposition est de limiter le poids du train de tiges, donc de réaliser une économie de puissance de levage, et de réduire les diamètres en fond de trou, ce qui entre autres avantages autoriserait une plus grande vitesse de manoeuvre vis-à-vis du pistonnage.

Enfin la réduction des pertes de couple et des chocs dans la garniture permettra d'employer plus efficacement les nouveaux outils dits "de coupe" comme ceux généralement désignés par les initiales P.D.C. (Polycrystalline Diamond Cutters) qui nécessitent plus de couple pour un même poids que les tricônes classiques, mais dont l'utilisation est actuellement freinée par leur fragilité aux chocs.

Les centreurs pourront également être employés dans les parties supérieures (sollicitées en traction) d'une garniture le forage pour limiter le frottement des tiges sur les parois, ce qui est particulièrement important dans les parties courbées du puits (build-up), pour éviter la formation de "key-seats", et dans les parties tubées, sensibles à l'abrasion des joints de tiges (tool-joints).

REVEN DICATIONS

1. - Dispositif centreur, utilisable notamment pour le centrage d'une garniture de forage, comportant au moins un organe centreur relativement auquel ladite garniture peut tourner, caractérisé en ce qu'il comporte des moyens d'entraînement progressif en rotation (23, 24, 53, 61) dudit organe (6).
2. - Dispositif selon la revendication 1, caractérisé en ce que lesdits moyens comportent un embrayage (23, 24, 53, 61).
3. - Dispositif selon la revendication 2, caractérisé en ce que ledit embrayage est un embrayage à disque (23, 24, 53, 61).
4. - Dispositif selon la revendication 3, caractérisé en ce que ledit embrayage comporte plusieurs disques (23, 24, 53, 61) dont certains sont solidaires en rotation dudit organe centreur (6) et d'autres sont solidaires en rotation de ladite garniture, ces disques étant imbriqués les uns dans les autres.
5. - Dispositif selon la revendication 4, caractérisé en ce qu'il comporte des moyens élastiques (38, 39) de positionnement des différents disques les uns relativement aux autres.
6. - Dispositif selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce qu'il comporte des moyens de crabotage (30, 31, 32, 33, 54, 59, 60).
7. - Dispositif selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce qu'il comporte des moyens (21, 22, 68) de commande desdits moyens d'entraînement progressif en rotation, lesdits moyens de commande étant actionnés à partir d'un certain seuil de valeur de la différence

entre l'effort axial auquel est soumis ladite garniture (52) et celui auquel est soumis ledit organe (6).

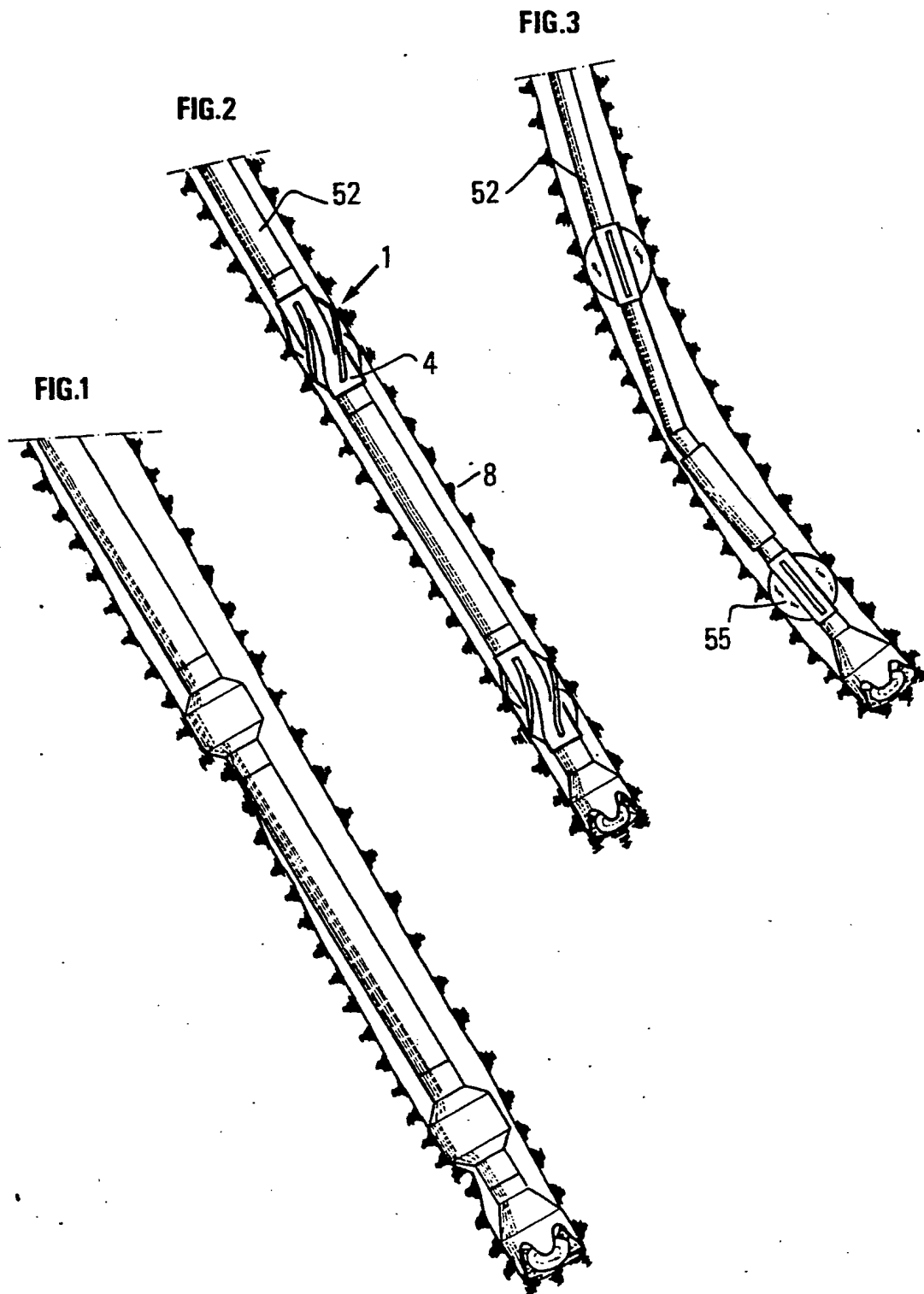
5 8. - Dispositif selon la revendication 7, caractérisé en ce que lesdits moyens de commande comportent des moyens de rappel élastiques (21, 22, 68).

10 9. - Dispositif suivant la revendication 1, caractérisé en ce qu'il comporte des paliers et butées à galets, rouleaux, aiguilles ou billes.

10. - Dispositif suivant la revendication 9, caractérisé en ce que les dits paliers et butées sont lubrifiés par un fluide contenu de manière étanche entre ledit organe centreur et ladite garniture.

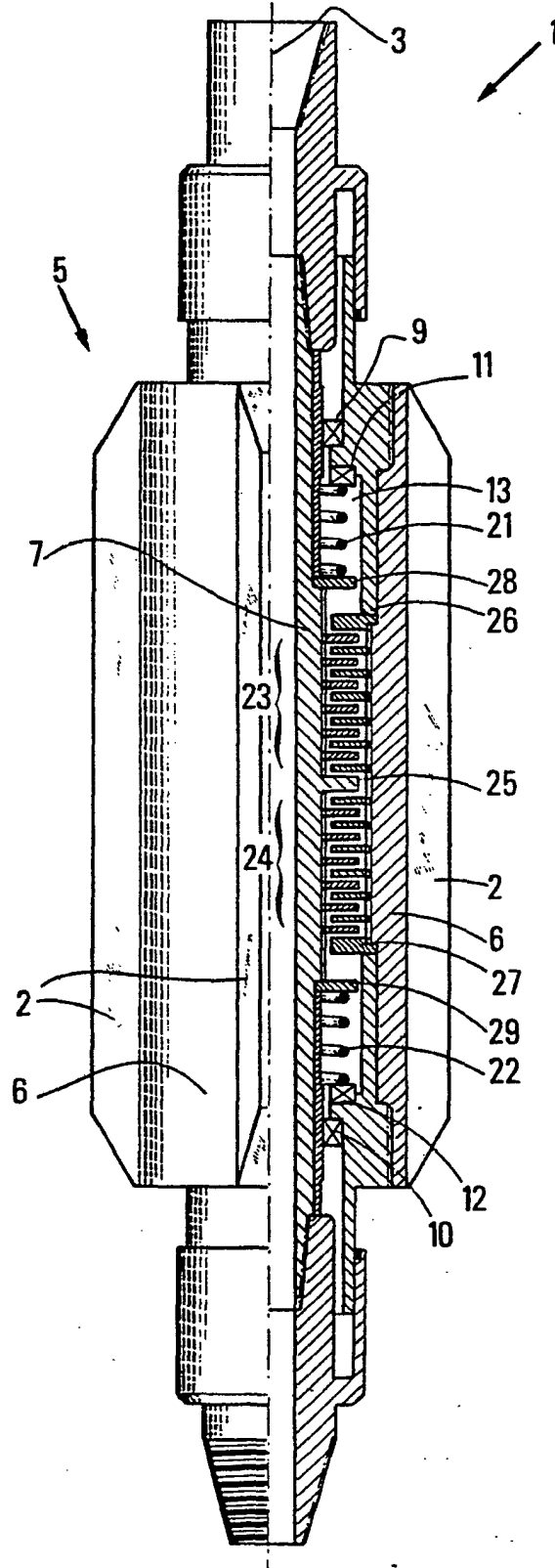
15 11. - Dispositif selon la revendication 4, caractérisé en ce que lesdits disques baignent dans un fluide lubrifiant qui facilite la progressivité dudit embrayage.

PL.1.5



PL.II.5

FIG.4



PL.III.5

FIG.5

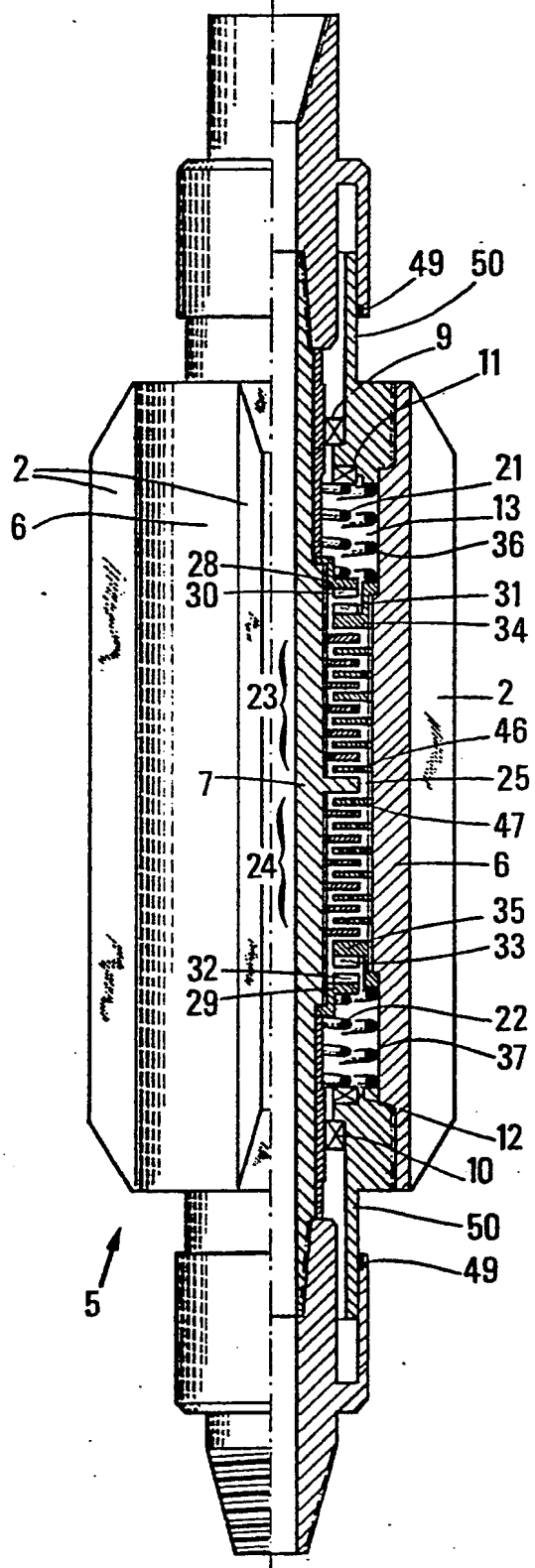


FIG.6

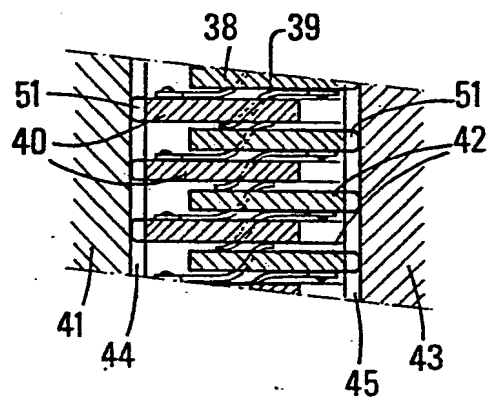
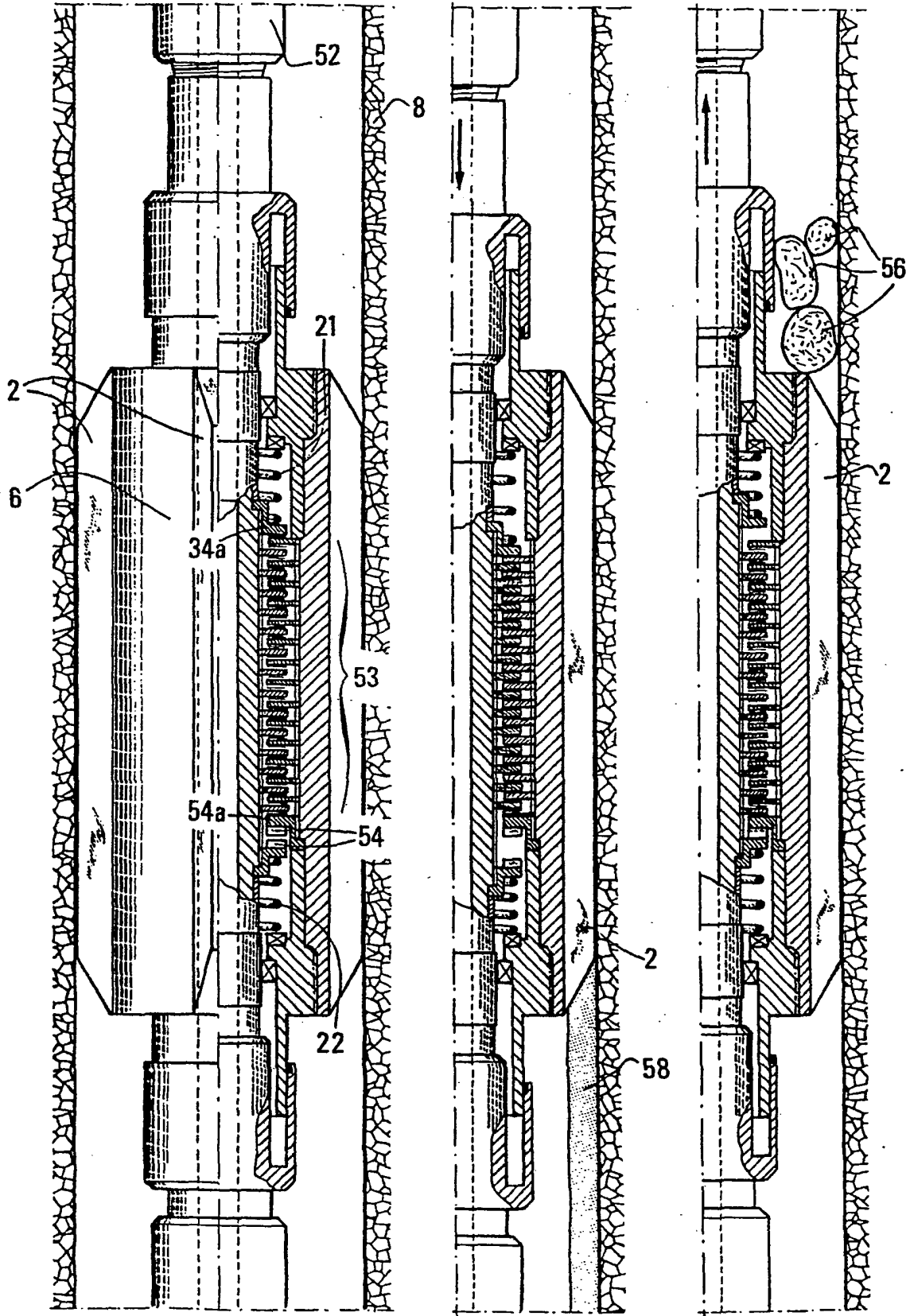


FIG.7

PL. IV.5 FIG.8

FIG.9



PL_V.5
FIG.10

